

УДК 621.165

М.А. ГОТОВСКИЙ, д-р техн. наук; ведущий н.с. ОАО «НПО ЦКТИ»,
С-Петербург, Россия

Ю.Г. СУХОРУКОВ, канд. техн. наук; зав. отд. ОАО «НПО ЦКТИ»,
С-Петербург, Россия

В.Ф. ЕРМОЛОВ, канд. техн. наук; зам. зав. отд. ОАО «НПО ЦКТИ»,
С-Петербург, Россия

Н.Н. ТРИФОНОВ, канд. техн. наук; зав. лаб. ОАО «НПО ЦКТИ»,
С-Петербург, Россия

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ЗАБРОСА ВЛАГИ В ТУРБИНУ ИЗ СМЕШИВАЮЩЕГО ПНД ПРИ АВАРИЙНОМ СБРОСЕ НАГРУЗКИ ТУРБОУСТАНОВКИ

При эксплуатации смешивающих подогревателей важную роль играет предотвращение заброса воды в турбину при внезапном сбросе нагрузки. В работе рассматриваются процессы, происходящие в смешивающем ПНД-2 и делается вывод о безопасности такого режима даже в условиях несрабатывания обратного клапана.

Ключевые слова: смешивающий подогреватель, сброс нагрузки, безопасность

Введение

Основным вопросом разработки и внедрения подогревателей смешивающего типа был и остается вопрос защиты турбины от проникновения воды в ее проточную часть [1]. Проникнуть в турбину вода может двумя путями: либо переполнением подогревателя и последующим поступлением воды в турбину, либо ее заброс в турбину с обратным потоком пара.

Решая вопрос о защитных средствах, устраняющих переполнение подогревателя и учитывая исключительную опасность поступления воды в турбину, защитные средства, основанные на срабатывании арматуры, не рассматривались. Для этой цели были применены безарматурные линии аварийного перелива через специальные гидрозатворы, защищенные от выкипания. Многолетний опыт эксплуатации смешивающих подогревателей на тепловых и атомных энергоблоках подтвердил правильность выбранного решения: в любых эксплуатационных режимах и аварийных ситуациях обеспечивается надежная защита подогревателя от переполнения и возможного поступления воды в турбину.

Главным условием заброса воды в турбину с обратным потоком пара является достаточно высокая скорость потока, при которой возможна транспортировка воды в проточную часть турбины. В связи с этим все работающие в настоящее время смешивающие подогреватели, имеющие требуемый объем нагретого конденсата для обеспечения нормальной работы откачивающих насосов, снабжены обратными паровыми клапанами. Их абсолютная плотность не требуется – необходимо снижение расхода и скорости обратного парового потока, при которых транспортировка воды в виде крупных капель или сосредоточенных масс невозможна.

Краткое описание объекта рассмотрения

На рис. 1 представлена схема конструкции и потоков конденсата и пара в типовом вертикальном подогревателе, применяемом на блоках 200–1000 МВт ТЭС и

© М.А. Готовский, Ю.Г. Сухоруков, В.Ф. Ермолов, Н.Н. Трифонов, 2013

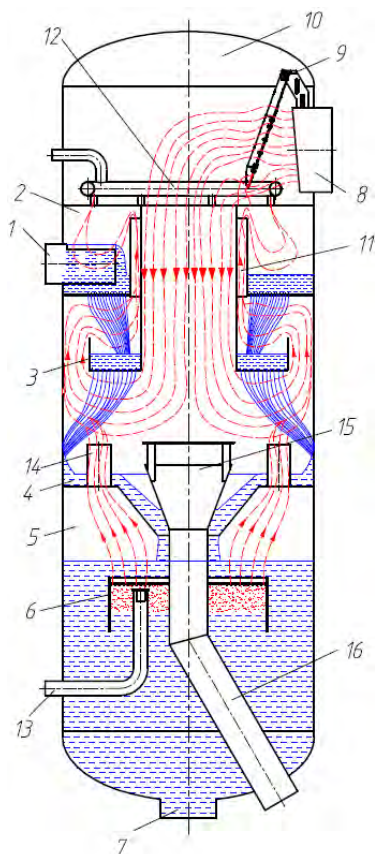


Рис. 1 – Смешивающий подогреватель СПНД-2 и схематическое движение потоков в нем

АЭС. Основной конденсат (ОК) через патрубок 1 поступает в водяную камеру 2, дно которой имеет перфорацию, создающую первый струйный пучок. Далее ОК стекает на перфорированную тарелку 3, создающую второй струйный пучок. ОК сливается на перегородку 4, разделяющую аппарат на зону нагрева ОК и конденсатосборник 5. В последнем автоматически поддерживается уровень, обеспечивающий нормальную работу откачивающих насосов. После обработки в деаэрационном устройстве 6 ОК через патрубок 7 отводится к насосам. Для подачи греющего пара из отбора турбины предусмотрен патрубок 8. Через обратный клапан 9 пар поступает в паровую камеру 10 и по центральной трубе 11 входит в зону нагрева ОК. Далее пар пересекает второй струйный пучок от центра к периферии, где происходит его частичная конденсация. Основная часть пара проходит по зазору между корпусом и тарелкой 3 и поступает к первому струйному пучку, где и завершается конденсация его основной части. Оставшаяся парогазовая смесь по каналу вокруг центральной трубы 11 входит в верхнюю часть водяной камеры, где часть пара конденсируется на поверхности конденсата, а оставшаяся парогазовая смесь отводится в конденсатор через коллектор. 12. Для обеспечения деаэрации ОК в устройство

барботажного типа по патрубку 13 подается конденсат греющего пара поверхностного ПНД с более высоким давлением. Барботажный пар выходит ко второму струйному пучку через уравнивательные трубы 14. Над перегородкой 4 находится воронка 15 аварийного перелива ОК в конденсатор через патрубок 16.

Опыт эксплуатации подогревателей рассмотренной выше конструкции показывает в целом их достаточно высокую надежность, тепловую и деаэрационную эффективность. Вместе с тем, тот же опыт свидетельствует о различной степени надежности защитных средств. Если пропускная способность аварийного перелива сравнительно легко обеспечивается гидравлическим расчетом и со временем изменений не претерпевает, то обратный паровой клапан находится в более тяжелых условиях, имеет подвижный элемент – поворотный диск, испытывающий ударную нагрузку, что сокращает ресурс его работы. Вследствие этого в начальный период внедрения смешивающих подогревателей имели место срывы и поломки дисков. Не исключены они и в будущем. В связи с этим данная работа посвящена исследованию процессов вскипания конденсата в аппарате при выходе из строя обратного клапана и сбросе нагрузки турбины и выработке рекомендаций по ее защите.

Описание схемы анализа процесса парообразования в СПНД-2

При этом рассматривалось два варианта. В первом случае после возникновения аварийной ситуации подача конденсата в систему нагрева воды сохраняется и тогда в зависимости от работы сливного патрубка она или откачивается, или уходит через

переливную воронку. Во втором случае после возникновения аварийной ситуации подвод и отвод ОК прекращается. Начальная фаза процесса определяется истечением пара из занятого паром объема ПНД в камеру отбора турбины. При этом давление в аппарате быстро падает.

а) *Случай сохранения подачи основного конденсата.*

После прекращения подачи пара ситуация в этом случае выглядит следующим образом. Номинальный расход ОК образует систему струй, которые, однако, практически не нагреваются, поскольку расхода пара из турбины нет. На струях конденсируется пар, оставшийся в паровом объеме подогревателя. Процесс этот происходит очень быстро из-за высоких коэффициентов теплоотдачи и большой площади поверхности струй и опережает все остальные сценарии процесса. Температура воды равна приблизительно 50 °С и ей соответствует давление насыщенного пара 0,012 МПа. Дальнейшее падение давления в паровом отсеке сначала происходит со скоростью, соответствующей скорости падения давления в камере отбора пара из турбины. Затем начинается испарение ОК, которое будет поддерживать в паровом отсеке давление пара, соответствующее некоторой промежуточной температуре между температурой ОК на входе в подогреватель и температурой в конденсаторе. За счет снижения этого обеспечивается некоторый стационарный расход

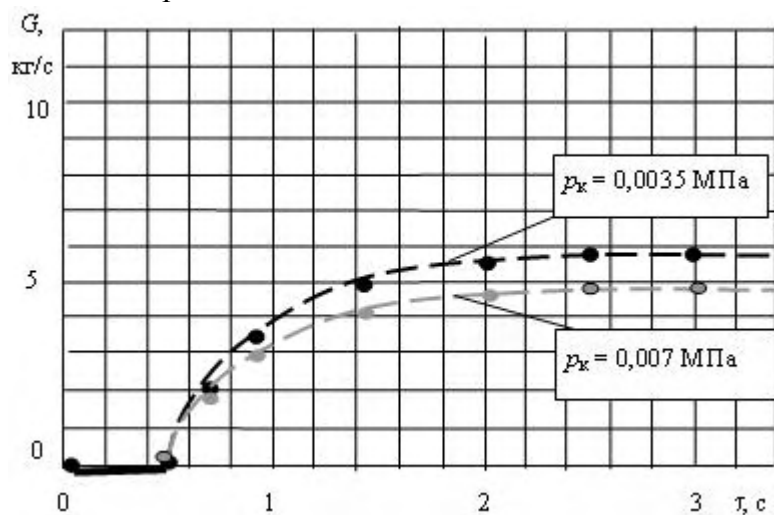


Рис. 2 – Изменение обратного расхода пара в турбину.
Жирный отрезок – остаточный поток в паровой отсек

обратного потока пара. Этот расход в зависимости от задания давления в конденсаторе будет находиться в интервале 17–21 т/ч. Полученные значения постоянного расхода слишком малы, чтобы привести к заметному повышению скорости вращения ротора турбины. На рис. 2 показаны расчетные точки и аппроксимирующая кривая изменения обратного расхода пара в турбину. При этом

давление в напорной паровой камере рассчитывалось по формуле (1) [2]

$$p_n = \frac{p_0 - p_k}{20\tau^3 + 1} + p_k, \quad (1)$$

а для p_0 , p_k принимались значения 0,081 МПа и 0,0035 МПа, соответственно. Последнее соответствует весьма низкой температуре охлаждающей воды в конденсаторе. Конденсация оставшегося в корпусе подогревателя пара в любом случае завершается за время порядка 0,5 с. Поэтому, если темп падения давления в напорной камере оказывается ниже, чем в паровом отсеке, то в течение промежутка времени того же порядка давление в напорной паровой камере может превышать давление в паровом отсеке и небольшой поток пара продолжает поступать в паровой отсек, что и показано на рис. 2.

Количество генерируемого за счет испарения основного конденсата пара будет существенно превышать его генерацию за счет аккумулированной теплоты в водяном

отсеке и на перегородке. Это тем более так, поскольку поток 50-градусного конденсата будет охлаждать нижнюю часть подогревателя. Если вообразить, что заметное количество пара может поступить из нижней части подогревателя, то это не изменит условий установившихся в паровом объеме.

Если в начальный момент подача основного конденсата уже отсутствует, то истечение пара, естественно, будет происходить иначе, чем в ранее рассмотренном случае. После короткого начального периода падения давления в напорной камере массовый расход пара будет повышаться до некоторого максимального значения, а затем постепенно падать.

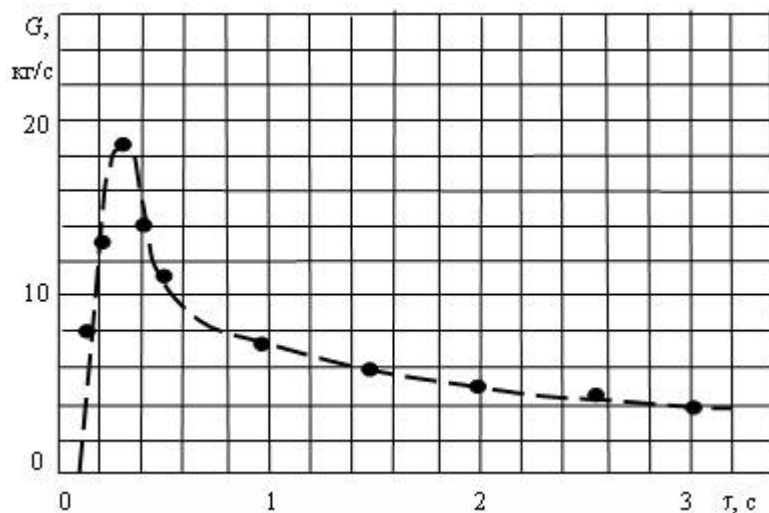


Рис. 3 – Изменение обратного массового расхода пара в турбину без учета аккумулированной теплоты при $t = 50^\circ\text{C}$

Приведенная на рис. 3 расчетная кривая не учитывает генерацию пара за счет аккумулированной теплоты и, таким образом, количественно описывает процесс только для короткого начального интервала времени. Но скорее всего эта ситуация вообще является нереальной, поскольку можно полагать, что перекрытие линии подвода основного конденсата может произойти лишь с некоторым запаздыванием

по времени и начальная фаза процесса снижения давления пара и его истечения в напорную камеру будет в действительности происходить по сценарию, изображенному на рис. 2. Указанное запаздывание также в значительной степени определит температуру воды на перегородке, которая играет существенную роль при расчете интенсивности парообразования.

б) Случай отсутствия расхода основного конденсата.

В данном случае уже будет необходимо рассматривать генерацию пара в перегретой воде находящейся на перегородке и в водяном отсеке. Однако протекание первой фазы процесса неоднозначно. Прежде всего, важно знать в какой момент прекращается подача основного конденсата. Выше уже говорилось о том, что конденсация пара со снижением давления до температуры насыщения, близкой к входной температуре основного конденсата должна происходить за время около 0,5 с.

Две зоны генерации пара

По мере снижения давления в паровом пространстве уровень воды в водяном отсеке (конденсатосборнике) будет меняться в соответствии с взаимодействием этого процесса с системами подачи и откачки турбинного конденсата. Если мы примем условие одновременного закрытия патрубка слива (откачки) и подачи турбинного конденсата, то изменение положения уровня будет связано лишь с генерацией пара под уровнем воды за счет указанного снижения давления. Прежде, чем непосредственно перейти к рассмотрению генерации пара в водяных объемах, отметим одно важное обстоятельство, которое необходимо при этом учитывать. Вскипание происходит лишь

на твердых поверхностях. Затем в ходе подъема пузырей происходит испарение в них перегретой жидкости.

Для расчета потока генерируемого пара используется кубическая зависимость для плотности теплового потока в функции от перегрева стенки ΔT ,

$$q = A \Delta T^3, \quad (2)$$

где коэффициент A зависит от давления, а $\Delta T = T_w - T_s$, где T_s – температура насыщения. Поток пара $G = qf/r$, где f – площадь поверхности кипения. Для низких давлений в формулу (2) введена поправка, учитывающая некоторое снижение A вплоть до $p = 0,01$ МПа.

Возникновение паровых пузырей в перегретой жидкости рассматривалось в очень большом количестве работ. Основные результаты этого рассмотрения приводят к заключению, что при давлениях существенно меньших критического энергия образования зародыша парового пузыря в объеме жидкой фазы, не содержащей искусственных центров парообразования, столь велика, что вероятность его образования за счет флуктуации термодинамических параметров жидкости весьма мала. Поэтому жидкая фаза может быть существенно перегрета. Известно, например, что вода при атмосферном давлении может быть перегрета на двести с лишним градусов и еще сильнее при субатмосферном давлении. На рис. 4 приводятся результаты исследования времени жизни перегретой воды и солевого раствора [3].

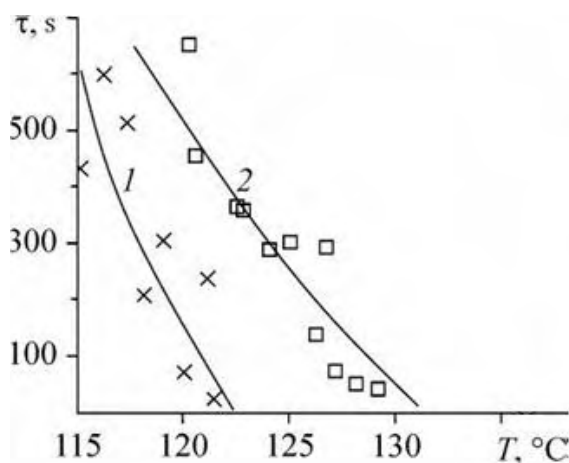


Рис. 4 – Зависимость среднего времени жизни перегретой воды от температуры:

1 – дистиллированная вода; 2 – слабый раствор соли

Необходимо заметить, что для солевого раствора температура насыщения составляла менее 101 °С. Таким образом, перегрев относительно температуры насыщения в 35 °С сохранялся в течение более 100 с. Поскольку исследуемые процессы в СПНД-2 существенны в течении первых 10–20 секунд, то гомогенное вскипание не может вносить в них существенного вклада.

Рассмотрим теперь парообразование на границах перегретой металлической стенки и перегретой воды.

Парообразование происходит за счет запаса теплосодержания стенки. Его

интенсивность будет непрерывно снижаться за счет остывания стенки, начиная с поверхности ее контакта с водой. Подвод теплоты к поверхности стенки имеет место и со стороны воды, но из-за ее более низкой теплопроводности его можно на начальной стадии не учитывать и ограничиться лишь испарением во всплывающие пузыри.

Для построения алгоритма процесса воспользуемся методом конечной глубины проникновения [4]. Метод состоит в том, что для описания процесса остывания используется аппроксимация температурного поля в стенке, связанная с введением некоторого слоя толщиной δ , обеспечивающего теплоподвод к поверхности. Если использовать квадратичную аппроксимацию, то для плотности теплового потока q имеем следующее уравнение

$$q = 2\lambda \frac{T_0 - T_w}{\delta} = A \Delta T^3, \quad (3)$$

где $\delta = \sqrt{nat}$, а n – коэффициент, зависящий от граничных условий.

В принципе формулу (3) можно использовать лишь для $\delta \leq h$, где h – толщина стенки. Но практически она неплохо работает и для $\delta = 2h$.

Приравняв величины q , полученные по формуле для кипения и по формуле (3), получим

$$q = 2\lambda \frac{T_0 - T_w}{\delta} = A(T_w - T_s)^3, \quad (4)$$

откуда находим T_w , а затем – q . Удельный массовый поток пара можно найти, разделив q на r . Приведем некоторые результаты расчетов по приведенным формулам. Для температуры насыщения воды 60 °С и начальной температуре стенки – 90 °С. Толщина перегородки равна 10 мм.

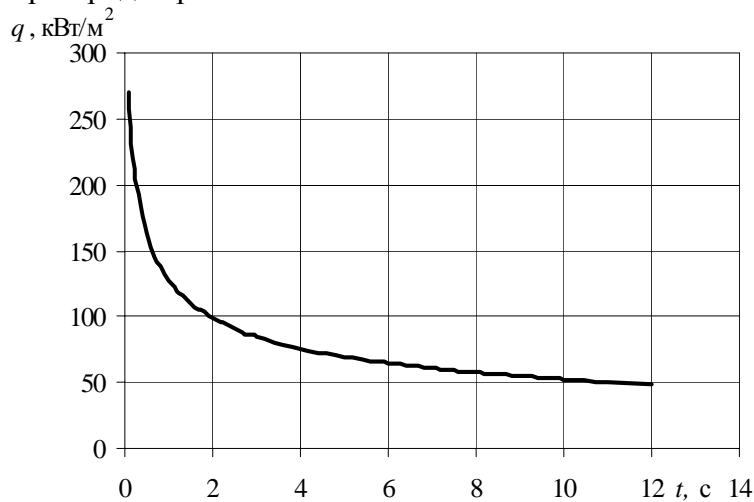


Рис. 5 – Зависимость плотности теплового потока на перегородке от времени

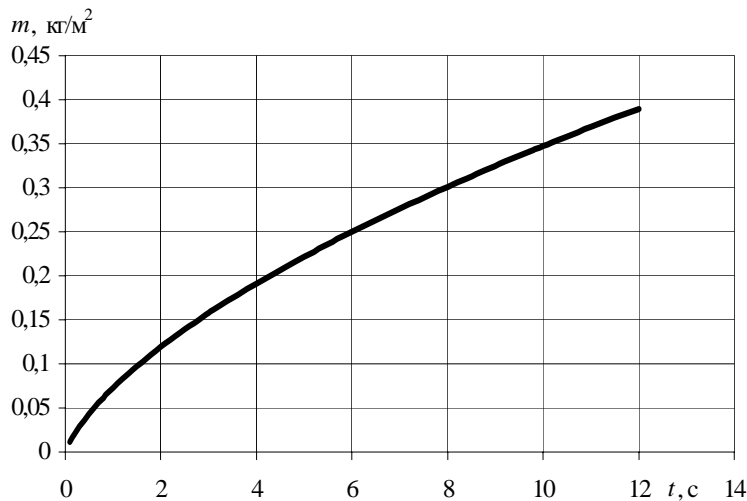


Рис. 6 – Расход пара с 1 м² поверхности перегородки $t_s = 50$ °С

Как уже говорилось выше, важной специфической чертой рассматриваемой задачи является низкое давление воды, которое затрудняет вскипание и характеризуется высоким перегревом стенки и большими отрывными диаметрами пузырей.

Экспериментальные данные [5] показывают, что для давления 10 кПа максимальные размеры отрывающихся пузырей достигают 40–60 мм. Поэтому принятие величины отрывного диаметра 50 мм вполне допустимо.

Из расчетов, результаты которых приведены на рис. 5, 6, можно определить приведенную скорость пара на поверхности перегородки, например, в течение 1-й секунды. Она равна 0,62 м/с для температуры 60 градусов. Очевидно, что за счет

подогрева при всплытии они еще более вырастут. Поэтому, по крайней мере в течение начального промежутка времени, режим кипения на перегородке скорее всего нужно рассматривать как струйный.

В работе [6] наблюдалось струйное движение пара при вскипании при низких давлениях

В первом приближении можно полагать, что увеличение объема пароводяного слоя на перегородке составит величину порядка четырех. Такая величина, очевидно, является безопасной. Скорость выхода пара в паровой объем перегревателя не превышает 2–3 м/с, что, учитывая исключительно низкую плотность пара, снимает любой вопрос, связанный с уносом жидкости.

Т.е. вскипание воды на перегородке не приводит к опасному забросу влаги в турбину.

Генерация пара в водяном отсеке (конденсатосборнике)

Предварительно рассмотрим некоторые экспериментальные данные необходимые для анализа процесса вскипания в водяном отсеке.

Вначале рассмотрим опытные данные для скорости всплытия, приведенные в справочнике [7] (рис. 7). Данные на этом рисунке получены для атмосферного давления, но, как хорошо известно, для больших пузырей скорость всплытия зависит лишь от размера. В соответствие с рис. 7 мы можем определить скорость всплытия приблизительно как 0,6 м/с.

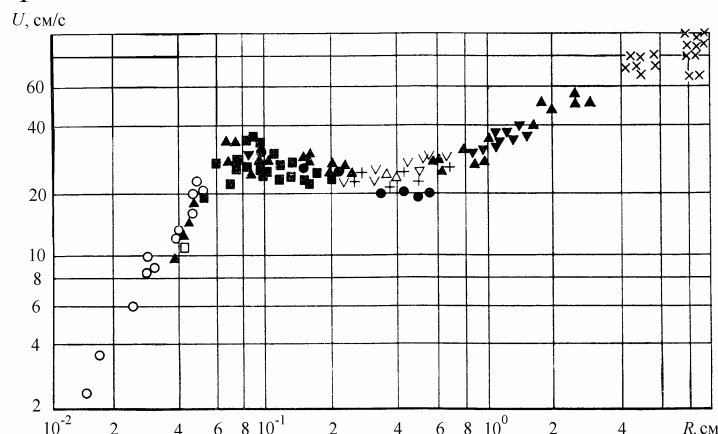


Рис. 7 – Зависимость скорости всплытия в воде одиночного пузыря от его размера при $p = 0,1$ МПа.

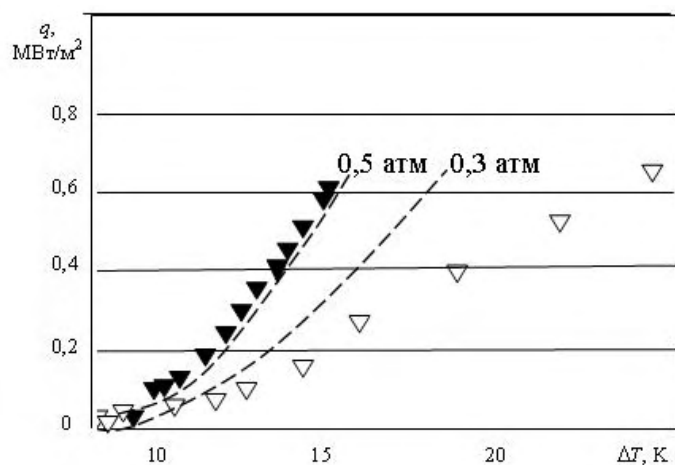


Рис. 8 – Кипение на гладкой поверхности:
1 атм (▼) и 0,2 атм (▽)

Теперь остановимся на изменении теплоотдачи с заметным уменьшением давления по сравнению с атмосферным. Для иллюстрации величины этого изменения рассмотрим результаты работы [8]. Из данных этой работы (рис. 8) следует, что заметное влияние снижения давления проявляется при $p < 0,5$ атм. Перейдем теперь к рассмотрению процессов вскипания в водяном отсеке подогревателя. Тут необходимо сразу же заметить, что важную роль играет вопрос о моменте прекращения подачи основного конденсата. Давление над уровнем конденсата в конденсато-сборнике в начале процесса будет падать, приближаясь к давлению в паровом отсеке. Сначала что-то в этом роде и происходит. Ведь отношение начального давления под перегородкой к установившемуся давлению в паровом отсеке превышает критическое

и лишний пар очень быстро начнет уходить через уравнильные патрубки. Затем,

естественно, начинается вскипание в водяном отсеке и вспухание уровня в нем. Как уже говорилось выше, мы приняли, что расход основного конденсата прекращается сразу. Интенсивность парообразования на стенках подогревателя в водяном отсеке будет ослабевать по мере удаления от уровня, причем дно будет работать как генератор центров парообразования. Первый механизм – парообразование у внутренней боковой поверхности обечайки. Картина этого процесса будет отличаться от имеющей место на перегородке. Толщина двухфазного слоя, прилегающего к внутренней поверхности боковой стенки корпуса, будет расти по мере приближения к поверхности уровня, и испарение перегретой воды во всплывающие пузыри будет существенно увеличивать количество пара. Учитывая очень высокую долю пара, разумно рассматривать процесс испарения, как процесс, происходящий на внешней поверхности двухфазного слоя. Толщину этого слоя можно определить используя расход генерируемого пара, скорость подъема и значение истинного объемного паросодержания в пристенной зоне, которое в этом случае будет минимально и равно 0,7.

Вторым механизмом парообразования в водяном отсеке является возникновение кипения на нижней поверхности корпуса. Доля этой части поверхности существенно меньше, чем боковой. Однако ее влияние на структуру пароводяной смеси в объеме оказывается весьма существенной, но проявляется оно лишь с некоторым отставанием по времени.

Поясним это замечание. После первичного падения давления в паровом отсеке начинается падение давления пара и над уровнем воды в водяном отсеке. Это приводит прежде всего к закипанию на части боковой поверхности, находящейся ниже уровня воды. Зона кипения постепенно распространяется вплоть до дна водяного отсека. Правда интенсивность парообразования будет снижаться по мере удаления от уровня из-за повышения давления за счет веса столба воды и соответствующего снижения температурного напора. Механизм выхода генерируемого на дне пара на поверхность уровня будет отличаться от имеющего место на боковой поверхности.

Как уже упоминалось выше, первым основным положением при рассмотрении процесса кипения перегретой воды является локализация начальной фазы образования пузырей на поверхности стенки с последующим его ростом за счет испарения воды в образовавшийся пузырь. Второе положение состоит в том, что зона высокого паросодержания, образуемая вблизи стенки, расширяется медленно и центральная часть водяного отсека содержит лишь ограниченное количество паровых пузырей, которое в начальный период процесса не вносит существенного вклада в паросодержание.

Это предположение не представляется бесспорным, тем более, что обычно при рассмотрении пузырькового режима в вертикальных обогреваемых трубах подобную картину относят лишь к кипению с недогревом, когда пузыри не попадают в ядро потока из-за конденсации. В нашем же канале (правда весьма коротком в относительных координатах L/D) жидкая фаза наоборот перегрета.

Рассмотрим механизм парообразования и движения пара в предположении, что воду в ядре потока можно считать покоящейся. В этом случае эффект турбулентного переноса, который присутствует в парогенерирующих каналах здесь не проявляется.

В данном случае интенсивность теплоотдачи при кипении несколько изменится по сравнению со стандартными условиями при атмосферном давлении. Во-первых, максимальная плотность теплового потока при давлении порядка 0,02 МПа уменьшается примерно на 20 %. Но основная коррекция связана не с этим. Дело в том, что с ростом тепловой нагрузки режим пузырькового кипения меняется от режима

одиначних бульбашок к так называемому по терминологии Гартнера [9] «режиму паровых грибов». Название связано с тем, что после коагуляции образуются крупные пузыри похожие на грибы. Возможность проникновения воды к обогреваемой стенке падает, что приводит к снижению наклона кривой кипения $q(\Delta T)$, который становится меньше трех (ср. с формулой (4)). Переход этот происходит при $q \sim 300\text{--}400 \text{ кВт/м}^2$.

При высоких тепловых нагрузках образуются пузыри, которые имеют существенно больший объем и их отрыв, в основном, обуславливается гравитационной подъемной силой. При этом крупные пузыри скользят вдоль стенки, оставаясь в тонком пристенном слое, а паросодержание вне этого слоя весьма мало.

Описание методики расчетов и их результаты

Учитывая вышесказанное, можно попытаться описать процесс выхода образовавшегося пара в паровой объем водяного отсека как движение паровой пленки, подпитываемой паром как со стороны стенки, та и со стороны водяного объема. Движущей силой является изменение давления в водяном объеме. Поскольку относительное изменение давления в условиях опорожнения парового отсека будет значительным и плотность пара будет существенно меняться по высоте.

Основной проблемой расчета в этом случае будет являться определение коэффициента трения (сопротивления) при движении паровой пленки. Единственной возможностью оценить эту величину оказалось использование результатов измерений распределения паросодержания, приведенных выше в сочетании с приведенной там же плотностью теплового потока. Расчетная толщина пленки определялась исходя из максимального паросодержания. То есть указанная толщина определялась для эквивалентного потока с постоянным истинным паросодержанием.

Согласно проведенным оценкам этот коэффициент оказался приблизительно равным 80. Приближенное уравнение для расчета толщины пленки δ на участке Δh при $h = h_i$ в форме

$$80 \left(\frac{G}{\pi \delta D} \right)^2 \frac{1}{2\rho_s \delta} = \rho_w g. \quad (5)$$

При этом величина Δh , входящая в обе части уравнения (5), сократилась. Отсюда мы получаем формулу для определения δ

$$\delta = 0,345 \frac{G^{2/3}}{D^{2/3}} \frac{1}{(\rho_s \rho_w g)^{1/3}}. \quad (6)$$

Поскольку из-за большой высоты участка изменение давления по высоте сравнимо с его абсолютной величиной, то уравнение (5) решается с разбиением поверхности на участки, для каждого из которых решение выражается формулой (6), но с заменой ρ_w на $\rho_w(1-\varphi)$.

Вторая часть пара будет образовываться при кипении на дне водяного отсека. Там ситуация с отрывом и всплытием пузырей будет иной, поскольку пар, по крайней мере в начальной фазе процесса, будет образовываться и подниматься в виде отдельных пузырей. Возможны два варианта развития процесса в водяном отсеке. Первый вариант реализуется в том случае, если объемное паросодержание при парообразовании в нижней части водяного отсека не приводит к подъему уровня выше перегородки между паровым и водяным отсеками. При этом скорость всплытия окажется существенно более низкой, чем в предыдущем случае, и пар появится в верхней части отсека с существенным запаздыванием. Зато роль дополнительного испарения в пузыри по мере их подъема будет более существенной, чем для боковой

поверхности. Если принять скорость всплытия равной 0,5 м/с, то величина упомянутого времени запаздывания будет около 4 с. На самом деле этот период будет меньше, поскольку при переходе к струйному режиму барботажа скорость пара увеличивается.. В таком режиме, как уже упоминалось выше объемное паросодержание может достигнуть величины порядка 0,7 и центральная зона на некоторой высоте объединится с пристенной. При этом скорость роста паросодержания уменьшится, но оно, в принципе, становится уже достаточно большим, чтобы поднять «набухший» уровень до перегородки. До этого момента в паровой отсек через уравнивательные патрубки должен выходить пар с минимальным содержанием жидкой фазы. Далее в патрубки может начать поступать пароводяная смесь. Важной характерной чертой процесса является высокий уровень паросодержания, который приводит к формированию зоны пенного течения, для которой характерно исчезновение отдельных пузырей и чередование вертикального подъемного и опускного движения фрагментов жидкой фазы. Наличие перегрева жидкости интенсифицирует эти процессы. Поднимающийся пар проходит сквозь эту зону и движется вверх, унося с собой некоторое количество жидкости. Поскольку плотность пара весьма мала, то жидкость может находиться в паре лишь в форме очень малых капель. Например, «витающая» капля имеет диаметр порядка 0,28 мм. Описанный характер движение способствует генерации таких капель. В результате в переливные патрубки попадает пароводяная смесь с очень малым объемным влагосодержанием, но массовое влагосодержание может оказаться заметным.

Наш водяной объем по существу представляет собой аналог барботажной колонны. Зона уровня газожидкостной среды в барботажных колоннах для условий рассматриваемой здесь задачи практически не исследовалась. Исключение составляет работа [6].

Рассмотрим конкретные результаты расчетной оценки паросодержания в конденсатосборнике. При этом учитывались два источника роста пузырей – испарение в пузырь и увеличение удельного объема пара за счет снижения давления по мере их подъема. Расчет проводился для нескольких значений по высоте: на глубине 1,7 м, 1,5 м, 1,25 м, 1 м, 0,75 м, 0,5 м, 0,25 м и на уровне конденсата. С увеличением расстояния от уровня давление увеличивается, и соответственно меняется температурный напор за счет снижения температуры насыщения и падает плотность пара.

В результате была получена зависимость доли объема пара в конденсатосборнике от высоты (см. рис. 9). Высота отсчитывается от дна. Расход пара резко увеличивается со снижением давления. Заметим также, что объем между нормальным уровнем и перегородкой невелик. Практически над уровнем должно установиться давление около 0,03–0,033 МПа. При этом «набухший» уровень не достигнет перегородки и входа в уравнивательные патрубки.

Таблица

Связь между давлением и характеристиками потока пара

Давление на поверхности, МПа	Максимальный расход пара в верхнем сечении, кг/с	Максимальное паросодержание в объеме конденсатосборника, %
0,030 ¹⁾	2,6 ¹⁾	55 ¹⁾
0,033	1,9	47
0,038	0,5	18

¹⁾ условные значения.

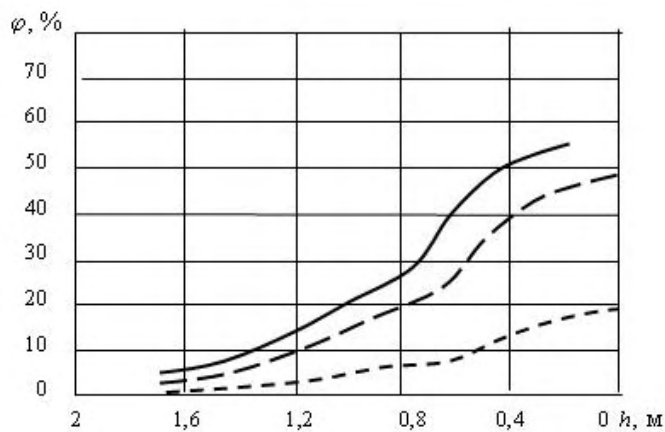


Рис. 9 – Расчетное определение паросодержания
 ---- $p_v = 0,033$ МПа; — — — $p_v = 0,038$ МПа;
 ————— $p_v = 0,003$

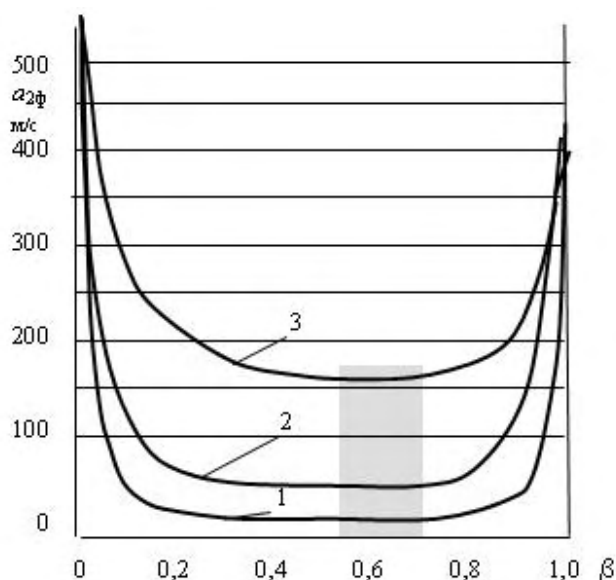


Рис. 10 – Качественная картина изменения величины скорости звука a в зависимости от объемной доли пара β при давлениях p (бар): 1; 2; 3 – 0,3; 3; 45. Серий выделена зона пенного режима

Обратим внимание на характер изменения скорости звука в сечении патрубка в зависимости от объемного паросодержания, который представлен на рис. 10. Для этого использованы данные работ [11, 12]. Кривые изменения скорости звука в зависимости от объемного паросодержания β получены для гомогенной структуры потока. Реальным параметром, определяющим ход линий на рис. 10 является отношение плотностей жидкой и паровой фаз, составляя порядка 4–5 тысяч. Приведенная оценка максимального размера капель оказалось достаточно близкой к немногочисленным опытным результатам [13]. Такая форма кривых достаточно хорошо известна, но экспериментальным путем проверена лишь для давлений выше атмосферного. Известные номограммы для расчета критического расхода пароводяной смеси через патрубки охватывают лишь давления выше 3 бар. Поэтому на рис. 10 для $p = 0,3$ бар приводится теоретическая кривая для гомогенной смеси. Формула, определяющая ход кривых на рис. 10 имеет для малых давлений вид

$$a_{2ф} = \frac{a_n}{\sqrt{[(1-\beta)(\rho_{ж}/\rho_n + \beta)]\beta}}. \quad (7)$$

Заметим, что область низких значений отношения a/a_n достаточно широка. В результате, когда уровень приближается к нижней поверхности перегородки и входу в уравнивательные патрубки, паровая подушка под перегородкой утоньшается и возникает дополнительное сопротивление для входа в патрубки, что приводит к росту давления в водяном отсеке. Но с ростом влагосодержания возможность отвода пара падает и дальнейшее повышение давления приведет к обратному понижению уровня.

Рассмотрим подробнее описанную ситуацию. Выберем наибольший из полученных значений расхода пара – 2,6 кг/с. Это соответствует скорости пара 3 м/с. Для уравнивательных патрубков мы условно получим максимальную скорость с учетом сжатия струи – 172 м/с (скорость звука для пара равна в данном случае примерно 410 м/с). Пусть часть переходного слоя попадает в уравнивательные патрубки. Тогда по

формуле (7) получим для двух вариантов величины β : $1 - \beta = 0,002$ и $1 - \beta = 0,005$ следующие результаты определения скорости звука: 1) $a_{2ф} = 125,6$ м/с; 2) $a_{2ф} = 82$ м/с.

То есть даже для $1 - \beta = 0,002$ мы уже имеем избыточный расход пара, который не пройдет через уравнильные патрубки. Значит $1 - \beta < 0,002$.

Таким образом, можно полагать, что в такой ситуации система оказывается саморегулирующейся и не пропустит расход пара, при котором переходный слой попадает в патрубки. Для этого есть все возможности, так как уже небольшое повышение давления, обеспечивает снижение расхода пара и предотвращает захват больших количеств воды.

Заключение

40-летний опыт разработки, исследований и промышленной эксплуатации регенеративных подогревателей низкого давления смешивающего типа (ПНС) подтвердили их бесспорные преимущества в сравнении с поверхностными аппаратами: высокая тепловая эффективность вне зависимости от эксплуатационной примеси воздуха в греющем паре, возможность деаэрации ОК, простота конструкции. Эти преимущества особенно сказываются в вакуумной зоне системы регенерации, что определило перспективность внедрения комбинированной системы, в которой один или два ПНС, а остальные сохраняются поверхностными.

Однако указанный опыт показал, что необходимо достаточно полное решение проблемы обратного потока пара в турбину и опасности заброса воды в ее проточную часть.

В данной работе, призванной восполнить этот пробел, выполнено расчетное исследование процессов вскипания нагретого конденсата при сбросе нагрузки турбины и отсутствии обратного клапана на паропроводе подачи пара из отбора. Дан теоретический и инженерный анализ парообразования применительно к типовой конструкции вертикальных ПНС в различных вариантах подачи конденсата в аппарат и его откачки.

Показано, что при данной конструкции подогревателя, имеющего аварийный перелив и перегородку, отделяющую объем нагретого конденсата, безопасность турбины обеспечивается при практически любых вариантах подачи и откачки конденсата, а именно:

- при сохранении подачи и откачки конденсата обратный поток пара в турбину имеет относительно малую величину по расходу, при которой невозможна транспортировка масс воды, опасных для лопаточного аппарата, и увеличения оборотов турбины;

- при отсутствии подачи конденсата обратный поток пара более интенсивен и имеет место вынос капельной влаги в турбину, но диаметр капель составляет 0,28 мм, что не опасно для турбины; увеличение числа оборотов турбины не превышает 3–5 об/мин.

Тем не менее, учитывая исключительную опасность заброса воды в турбину и маловероятные, но возможные аварийные ситуации, при которых такая опасность может возникнуть, рекомендуется установка обратного парового клапана, как средства, снижающего обратный поток пара до безопасной величины.

Список литературы. 1. Ермолов, В.Ф. Смешивающие подогреватели паровых турбин [Текст] / В.Ф. Ермолов, В.А. Пермяков, Г.И. Ефимочкин, В.Л. Вербицкий. – М.: Энергоиздат, 1982. 2. Сурис, П.Л. Предохранительные и обратные клапаны паротурбинных установок [Текст] / П.Л. Сурис. – М.: Энергоиздат, 1982. 3. Perminov, S.A. Boiling-up of superheated water and water solutions under ultrasound

influence [Text] / S.A. Perminov, G.V. Ermakov // Thermophysics and Aeromechanics. – 2010. – Vol. 17. – No. 1. – P. 107-112. **4.** Вейник, А.И. Приближенный расчет процессов теплопроводности [Текст] / А.И. Вейник. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1959. **5.** Ягов, В.В. Теплообмен при развитом пузырьковом кипении жидкостей [Текст] / В.В. Ягов // Теплоэнергетика. – 1988. – № 2. – С. 4-8. **6.** Сидоров, М.М. Экспериментальное исследование процесса вскипания перегретой воды в подогревателях смешивающего типа [Текст] / М.М. Сидоров // Труды ЦКТИ. – 1987. – Вып. 236. – С. 74-81. **7.** Кутателадзе, С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: справочное пособие [Текст] / С.С. Кутателадзе – М.: Энергоатомиздат, 1990. **8.** Sloan, Alison Sub-Atmospheric Pressure Pool Boiling of Water on a Screen-Laminate Enhanced Surface / Alison Sloan, Sean Penley and R.A. Wirtz // Dept. of Mechanical Engineering / MS 312 University of Nevada Reno. **9.** Gaertner, R.F. Photographic study of nucleate pool boiling on a horizontal surface [Text] / R.F. Gaertner // J. Heat Transfer. – 1965. – Vol. 2. – P. 17-29. **10.** Carvalho, R.D.M. The use of hot-wire anemometry for local void fraction measurements in pool boiling [Text] / R.D.M. Carvalho, A.E. Bergles // Proceedings of the 11th ABCM Mechanical Engineering Conference. – 1991. – Vol. 1. – P. 279-282. **11.** Фисенко, В.В. Критические двухфазные потоки [Текст] / В.В. Фисенко. – М.: Атомиздат, 1978. **12.** Благоев, Э.Е. Критическое отношение давлений и критическая скорость при течении однокомпонентной вскипающей жидкости через сужающие устройства [Текст] / Э.Е. Благоев // Теплоэнергетика. – 2005. – № 6. – С. 56-66. **13.** Azzopardi, B. Hydrodynamics of Gas-Liquid Reactors: Normal Operation and Upset Conditions [Text] / B. Azzopardi et al. // Wiley & Sons. – 2011.

Поступила в редколлегию 10.01.13

УДК 621.165

Анализ возможности заброса влаги в турбину из смешивающего ПНД при аварийном сбросе нагрузки турбоустановки [Текст] / М.А. Готовский, Ю.Г. Сухоруков, В.Ф. Ермолов, Н.Н. Трифонов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 83-95. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X.

При експлуатації змішувачів підігрівачів важливу роль грає запобігання занедбаності води в турбіну при раптовому скиданні навантаження. У роботі розглядаються процеси, що відбуваються в змішувачу ПНД-2 і робиться висновок про безпеку такого режиму навіть в умовах неспрацьовування зворотного клапана.

Ключові слова: змішувач підігрівач, скидання навантаження, безпека.

At operation of direct contact heaters an important role is played by prevention water introduction in the turbine at sudden dumping of loading. In the work processes happening in direct contact LPH-2 are considered and the conclusion about safety of such mode even in the conditions of failure of the backpressure valve.

Keywords: direct contact heater, dumping of loading, safety.